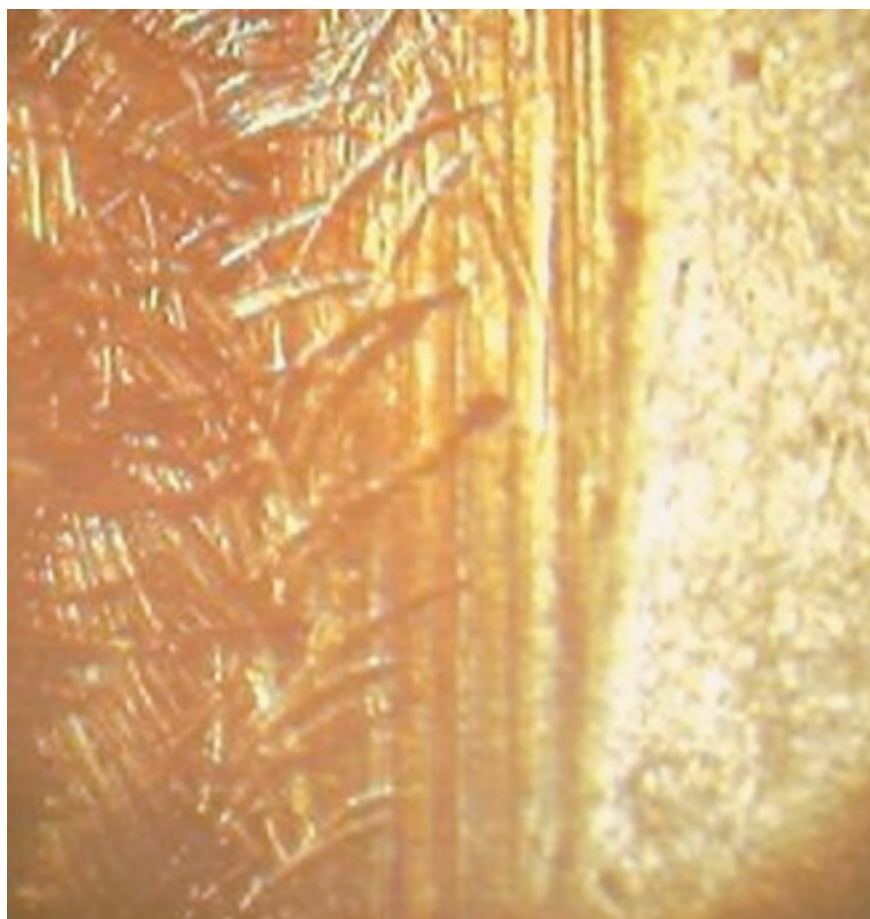


Análisis de la falla ocurrida por esfuerzos de contacto en el eje-piñón de baja velocidad en el reductor de una extrusora de plástico

LEONARDO PÉREZ ÁLVAREZ^{1.1}
JOHN JAIRO CORONADO MARÍN^{1.2}
HÉCTOR ENRIQUE JARAMILLO SUÁREZ^{1.3}



Resumen

El presente trabajo corresponde al análisis de falla del piñón de baja velocidad en el reductor de una extrusora de plástico. Los flancos de los dientes que están en contacto presentaron picado, fisuras y desprendimiento de material. La fractura final del eje presentó marcas de playa en la zona del chavetero. El análisis metalográfico presentó evidencia de fisuras que se propagan a partir de las zonas de picado. Se calcularon los esfuerzos de contacto generados en los dientes de los engranajes, usando tres modelos: analítico, calculista y numérico, los cuales se compararon con el esfuerzo admisible del material. Se encontraron sobreesfuerzos en el sistema, los cuales fueron especialmente altos para el caso del piñón que falló. Estos valores de esfuerzos se asocian de

^{1.1} Estudiante de Ingeniería Mecánica. Universidad del Valle (Colombia). Grupo de Investigación en Fatiga y Superficies l_perez_al@yahoo.es

^{1.2} Ingeniero Mecánico, Magíster en Ciencias en Ingeniería Mecánica, Profesor de la Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad del Valle (Colombia) johnjairocoronadi@yahoo.com

^{1.3} Ingeniero Mecánico, Magíster en Ingeniería Civil, Grupo de Investigación Ciencia e Ingeniería de Materiales, Profesor Facultad de Ingeniería, Dpto. Energética y Mecánica, Universidad Autónoma de Occidente (Colombia) hjsuarez@uao.edu.co

Fecha de recepción: diciembre 6 de 2005, Fecha de aceptación: marzo 24 de 2006

manera directa con la entrada de potencia del mismo, siendo ésta la variable más influyente en la distribución de cargas dentro del reductor.

Palabras clave: Falla por picado; esfuerzos de contacto; piñón de baja velocidad.

Abstract

The present work corresponds to the failure analysis of low speed pinion in the reducer of a plastic machine. The flanks of the teeth that are in contact presented pitting, cracks and loosening of material. The final fracture of the shaft in the zone of the key seat presented beach marks. The metallography analysis presented evidence of cracks that propagate from the zones of pitting. The contact stress was calculated in the gears, using three models: analytical, estimator and numerical, which were compared with the permissible contact stress of the material. In the system were found high stresses, which are alarming specially for the case of the pinion failed, which are associated of direct way with the entrance of power of the same one, to the being this one the most influential variable in the distribution of loads within the reducer.

Key Words: Pitting failure, contact stresses, low speed gear.

1. Introducción

Elementos de máquinas como engranajes, rodamientos, ruedas, etc. que se encuentran sometidos a condiciones de contacto deslizante y rodadura, fallan por varios mecanismos, pero el más predominante es la falla por picado o fatiga su-

perficial.¹⁻³ El picado es un fenómeno de fatiga caracterizado por deterioro gradual de las superficies en contacto.⁴ Cuando los esfuerzos superficiales repetitivos superan la resistencia a la fatiga por contacto, se inducen grietas superficiales y/o subsuperficiales, las cuales al propagarse y unirse provocan desprendimiento de partículas de material en la superficie en contacto, ocurriendo así la falla por picado.⁵

El presente análisis corresponde al estudio de la falla del piñón de baja velocidad del reductor de una extrusora de plástico. El reductor se encuentra acoplado a un motor de 170 KW a 192 rad/s y estuvo en servicio durante seis años. El torque de la extrusora de plástico se controla con una reducción total en dos etapas de 15.8:1. Las dos etapas de rueda-piñón helicoidal presentan reducciones parciales de 4.64:1 y 3.44:1. En la Figura 1 se muestra la representación esquemática del reductor. Se realizó un estudio para identificar las causas de falla del eje intermedio del reductor y se busca reconocer los esfuerzos más relevantes dentro del mismo.

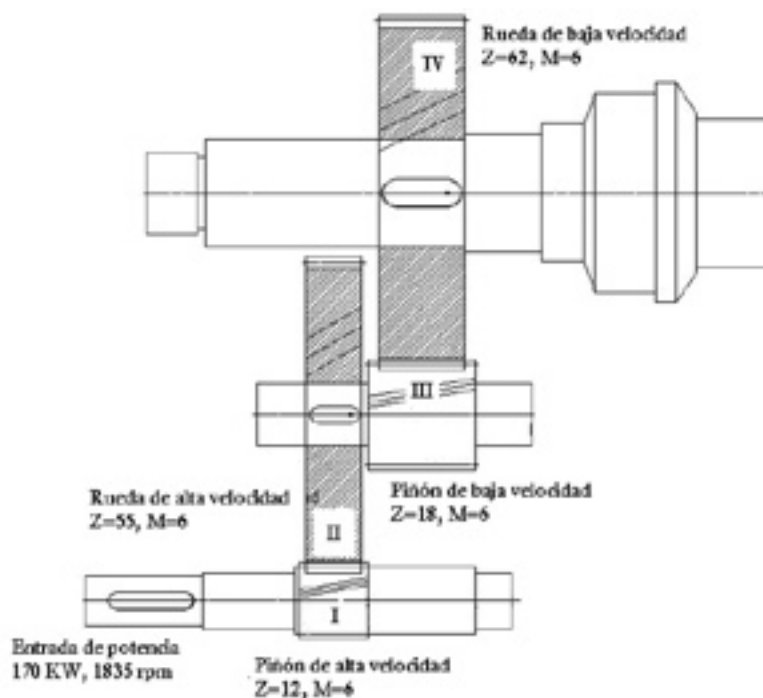


Figura 1. Representación esquemática del reductor

2. Caracterización de la falla

El material del reductor es un acero AISI 4320 templado y revenido; carburado a 925°C, recalentado a 830°C y templado en aceite agitado a 150°C, con un esfuerzo admisible de contacto de 1128 MPa, como un 75% del esfuerzo último. En la Tabla 1, se muestra la composición química y en la tabla 2 se presentan las propiedades mecánicas del acero.⁶

Tabla 1. Composición química del acero AISI 4320

Elemento	C	Cr	Mn	Mo	Ni	P _{max.}	S _{max.}	Si
%	0.18/0.23	0.70/0.90	0.60/0.80	0.20/0.30	1.65/2.00	0.035	0.04	0.20/0.35

Tabla 2. Propiedades mecánicas del acero AISI 4320

PROPIEDAD MECÁNICA	Valor [S.I.]
Dureza	429 BHN
Esfuerzo último	1505 MPa
Esfuerzo de Fluencia	1225 MPa
Modulo Elástico	205 GPa
Razón de Poisson	0.29

En la Figura 2 se muestra el piñón de baja velocidad fracturado, una inspección visual muestra evidencia de picado y fractura sobre las superficies de contacto. En la Figura 3 (a) se observa un acercamiento de los dientes sobre la superficie de contacto donde se aprecia claramente el picado de los flancos, mientras que en los dientes del piñón sobre las caras opuestas al contacto (Figura 3b), no se evidencia picado de la superficie. El picado se considera consecuencia única del contacto. En la Figura 4a se observa una fisura, la cual fue nucleada sobre las superficies picadas; estas fisuras se propagan debilitando el diente hasta que se desprende material a partir de dichas fisuras (Figura 4b). Los dientes del engranaje fracturado favorecieron la falla final por fatiga debido a la excesiva vibración del sistema

(Figura 5). La falla se presentó en el eje intermedio de transmisión de potencia a la altura del chavetero, que sirvió como concentrador de esfuerzos.



Figura 2. Eje-piñón de baja velocidad fracturado con picado superficial

En la Figura 6 se muestran microfotografías de las fisuras observadas con el microscopio óptico a 250 aumentos, dichas fisuras se inician a partir de zonas de picado y continúan propagándose hasta que se desprenden partículas de material.

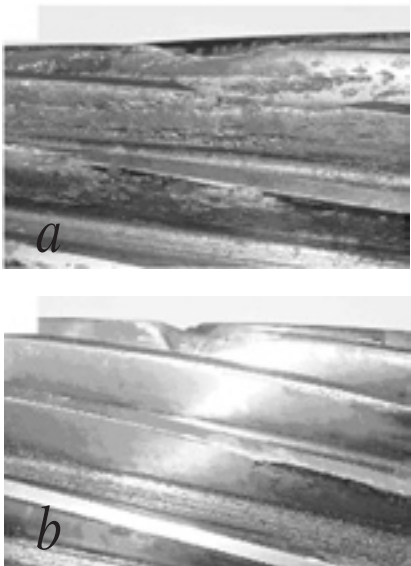


Figura 3. Zona de análisis del eje-piñón: a) Superficie de contacto, b) Superficie opuesta al contacto

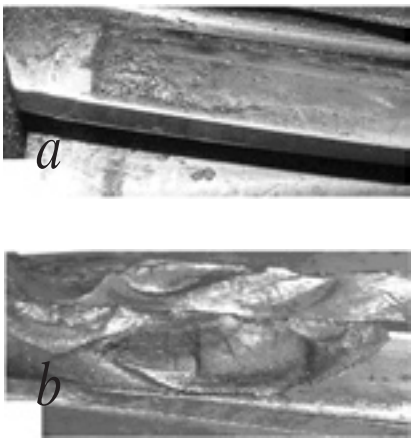


Figura 4. Zona de fractura del piñón: a) Formación de fisuras, b) Desprendimiento de material en los dientes

3. Metodología

Basado en la inspección visual y metalográfica realizada, se establece una metodología fundamentada en la suposición de que el inicio de la serie de sucesos catastróficos del reductor es el picado de los dientes, generada por excesivos esfuerzos de contactos en los mismos y que los demás sucesos están condicionados de manera determinante por la consecuente inestabilidad generada en la transmisión de movimiento entre dientes. En este estudio se calcularon los esfuerzos de contac-



Figura 5. Marcas de playa en la superficie de fractura

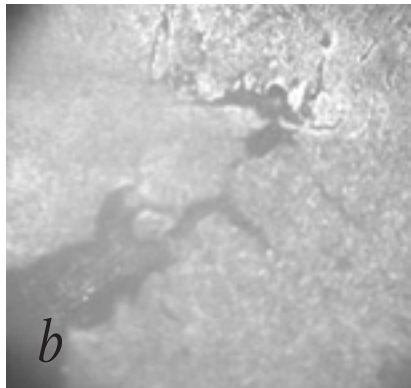
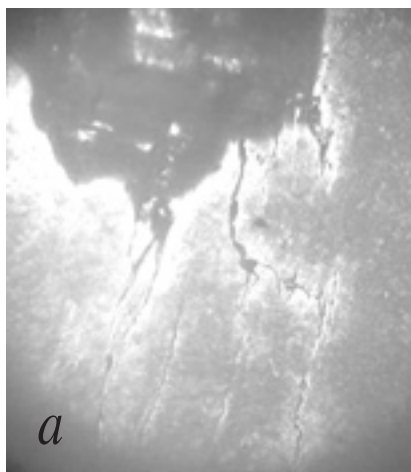


Figura 6. Propagación de fisuras a partir de zona de picado (250X)

to generados en las dientes de los engranajes, usando los modelos analíticos, calculista y numérico, los cuales se compararon con el esfuerzo admisible del material y el corregido por los mismos modelos usados.

3.1. Modelo analítico

Para este análisis se usó el modelo de verificación de esfuerzos de contacto Bousinesq-Hertz⁷ para dos

elementos esféricos, para el cual se tiene la ecuación 1:

$$\alpha - \frac{\Delta}{\pi} \int_A dA = \frac{A}{2} r^2 \quad (1)$$

Donde:

$$\Delta = \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right] \quad (2)$$

$$A = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (3)$$

La solución de Hertz que satisface la solución de Bousinesq⁸ es:

$$p_o = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi a^2} \quad (4)$$

$$a = \sqrt{\frac{3P\Delta}{4A}} \quad (5)$$

Para el caso de cilindros con ejes paralelos se cumplen las ecuaciones 6 y 7.

$$b = 1.13 \sqrt{\frac{P\Delta}{LA}} \quad (6)$$

$$p_o = \frac{4}{\pi} \frac{P}{2bL} \quad (7)$$

Donde:

α : Desplazamiento del punto de aplicación de la carga

P : Carga aplicada

P_o : Desplazamiento del punto de aplicación

r : Distancia entre α y el punto donde se calcula el desplazamiento

ν : Relación de Poisson

E : Modulo Elástico del material

R_i : Radio de la esfera i

a : variable de proporcionalidad de distribución de presiones

$2b$: Ancho del rectángulo de deformación ocurrido tras la carga

L : Longitud de ancho del diente

La Figura 7 muestra los esfuerzos de contacto entre cilindros paralelos.

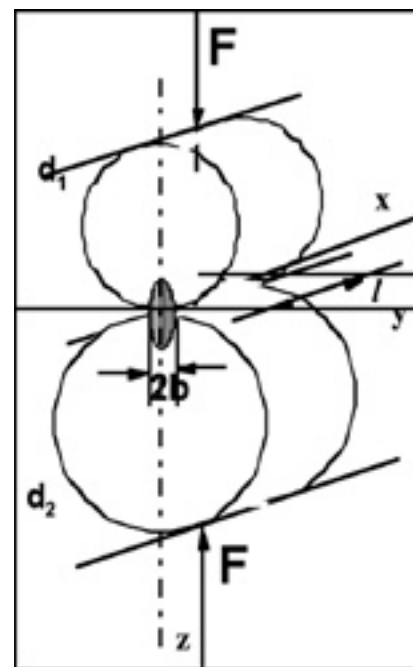


Figura 7. Esfuerzo de contacto entre cilindros paralelos

3.2. Modelo calculista

Para este análisis se utilizó el modelo de verificación por picado propuesto por la AGMA⁹, en el cual se hace uso de la ecuación 8.

$$C_p = \sqrt{\frac{W_t C_a}{C_v} \frac{C_s}{dF} \frac{C_m C_f}{I}} \quad (8)$$

$$= s_c \leq s_{ac} \frac{C_L C_H}{C_T C_R}$$

Donde:

S_c : Esfuerzo de contacto

S_a : Esfuerzo permisible de contacto

W_t : Carga transversal transmitida

C_p : Coeficiente elástico

C_a : Factor de aplicación

C_s : Factor de tamaño

C_m : Factor de distribución de carga

C_f : Factor de condición de superficie

C_v : Factor dinámico

d : Diámetro de paso de operación del piñón

F : Ancho neto de cara

I : Factor de geometría

C_L : Factor de duración

C_H : Factor de razón de durezas

C_T : Factor de temperatura

C_R : Factor de confiabilidad

Donde:

BHN : Dureza Brinell

P : Carga aplicada al indentador

D : Diámetro del Indentador

d : Diámetro de la marca realizada sobre la muestra

De forma análoga:

$$BHN = \frac{P}{\pi D t} \quad (10)$$

Donde t : Profundidad de indentación. La constante de rigidez (K) se define como:

$$K = \frac{P}{t} \quad (11)$$

$$t = \frac{3000 \text{ kg}}{\pi (10 \text{ mm}) BHN} \quad (12)$$

Para BHN igual 429, t es igual a 0.2225 mm, por tanto K es:

$$K = \frac{3000 \text{ kg}}{0.2225 \text{ mm}} 1320 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (13)$$

3.3. Modelo numérico

Para el análisis por el método de elementos finitos se usó el paquete computacional ALGOR Versión 18. El tipo de análisis fue una simulación de eventos mecánicos, el tipo de evento fue contacto de superficies y, se usaron elementos 2D para la creación de la geometría. En la Figura 8 se muestra la configuración del problema, donde el diámetro de los círculos es proporcional al diámetro primitivo de los engranajes III y IV.

La constante de rigidez se determina en función de la dureza Brinell del material (BHN).

$$BHN = \frac{2P}{\pi D (D - \sqrt{D^2 - d^2})} \quad (9)$$

4. Propiedades del material

En la Tabla 3 se presentan los datos usados para el cálculo de los esfuerzos de contacto en los engranajes.

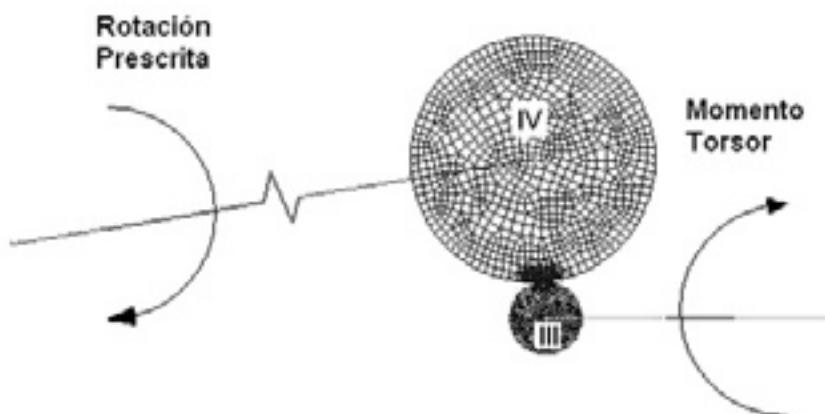


Figura 8. Configuración para el análisis con elementos finitos

Tabla 3. Valores de diseño y dimensionamiento de los engranajes

Variable	Nomenclatura	Valor				
Potencia	P [kW]	170				
Velocidad	w [rad/s]	190				
Radio	R [mm]	401				
Angulo de presión normal	ϕ_n [grados]	20.0				
Angulo de presión transversal	ϕ_t [grados]	20.6				
Engrane		I	II	III	IV	
Paso diametral	PD	4.2	4.2	4.2	4.2	
Angulo de hélice	β [grados]	15	15	15	15	
Numero de dientes	N	12	55	18	62	
Diámetro primitivo	Dp [mm]	72	330	108	372	
Ancho de engranaje	e [mm]	74	63	120	97	
Ancho de cara	a [mm]	77	65	124	101	
Velocidad	w [rad/s]	190.0	41.5	41.5	12.0	
Velocidad tangencial en D _p	V _{tang} [mm/s]	3421	3421	1120	1120	
Carga transversal	W _t [N]	4123	4123	12598	12598	
Carga radial	W _r [N]	1553	1553	4745	4745	
Carga axial	W _a [N]	1105	1105	3376	3376	
Carga total	W [N]	4543	4543	3376	3376	

5. Resultados y discusión

El esfuerzo de contacto para los engranajes I-II fue de 579.2 MPa y para los engranajes III-IV fue de 686.4 MPa. Las Tablas 4 y 5 muestran la verificación de picado de acuerdo con la norma AGMA. Los resultados presentaron un esfuerzo de contacto máximo de 1110 MPa para los engranajes I-II y de 1432 MPa para los engranajes III-IV. Para el cálculo de estos esfuerzos se utilizaron hojas de cálculo electrónicas en Excel, con el objeto de ser más eficientes en el cálculo de estos.

La Figura 9 presenta los resultados obtenidos mediante el análisis por elementos finitos para el par de engranajes de baja velocidad o segunda etapa de reducción, usando el criterio de Von Mises. Los valores máximos correspondientes están por el orden de 1130 Mpa (163840

Tabla 4. Esfuerzos de contacto para los engranajes I-II.

Par I-II Verificación de falla por picado en engranajes helicoidales			
$C_p \sqrt{W_t K_o K_v \frac{K_m C_f}{dF I}} \leq \frac{s_{ac}}{S_H} \frac{Z_N C_H}{K_T K_R}$			
Variable	Nomenclatura	Engrane I	Engrane II
Diámetro de paso	D [mm]	72	330
Factor geométrico de picado	I	0.13	
Coeficiente elástico	$C_p [\sqrt{Pa}]$	188639	
Factor de razón de dureza	C_H	1	1
Factor dinámico	K_v	2.13	
Factor de distribución de carga	K_m	2.04	
Razón de contacto axial >1	m_f	0.26	
Valor izquierdo de la ecuación	$s_c [MPa]$	1110	519
Valor derecho de la ecuación	RHS [MPa]	952	952
Estado		Falla	Seguro

Tabla 5. Esfuerzos de contacto para los engranajes III-IV.

Par I-II			
Verificación de falla por picado en engranajes helicoidales			
$C_p \sqrt{W_t K_o K_v \frac{K_m C_f}{d F} I} \leq \frac{s_{ac}}{S_H} \frac{Z_N}{K_T} \frac{C_H}{K_R}$			
Variable	Nomenclatura	Engrane III	Engrane IV
Diámetro de paso	$D [mm]$	108	3372
Factor geométrico de picado	I	0.12	
Coeficiente elástico	$C_p [\sqrt{Pa}]$	188639	
Factor de razón de dureza	C_H	1	1
Factor dinámico	K_v	1.67	
Factor de distribución de carga	K_m	2.01	
Razón de contacto axial >1	m_f	0.26	
Valor izquierdo de la ecuación	$s_c [MPa]$	1432	772
Valor derecho de la ecuación	$RHS [MPa]$	952	952
Estado		Falla	Seguro

psi), apenas por debajo de la superficie, efecto esperado y conforme con la teoría, el valor máximo sobre la superficie alcanza los 827.4 MPa (120000 psi).

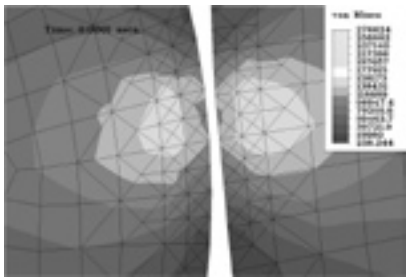


Figura 9. Análisis con elementos finitos para los engranajes III-IV

La discusión del problema se encuentra matizada por todos y cada uno de los tipos de análisis realizados. Es decir, la solución hertziana del modelo de Bousinesq como modelo teórico analítico, el modelo de verificación de picado según norma AGMA el cual es una corrección calculista del mismo modelo hertziano y, el modelo numérico basado en el método de elementos finitos, del cual es importante anotar que fue realizado con el mismo marco conceptual que los análisis previos. Esto significa que la concepción geométrica del problema es similar, particularizando el tratamiento de la constante de rigidez, que dentro de este último juega un papel determi-

nante como variable de proceso. Así la discusión será puntualizada de la siguiente manera:

- El análisis hertziano de esfuerzos de contacto de cilindros paralelos presenta resultados que se encuentran por debajo del valor de esfuerzo admisible de contacto, siendo estos entre el 50% y 60% del esfuerzo admisible de contacto del material (1127 MPa).
- El análisis de la AGMA prevé falla de picado en los piñones de alta y baja velocidad, siendo el más crítico el engrane III (engrane donde ocurrió la falla), se encuentran porcentajes de sobreesfuerzo (en referencia al esfuerzo admisible corregido criterio AGMA: 952.4 MPa) del orden de 117% para el engrane I y, 150% para el engrane III.
- El análisis numérico entrega resultados intermedios muy cercanos al esfuerzo admisible teórico, con una proximidad poco aceptable, pues no dejan espacio a ningún factor de seguridad. Estos resultados al ser comparados con valor de esfuerzo admisible corregido del material, corroboran la alta potencialidad de falla en el sistema. En la Figura 10 se presenta una gráfica comparando los resultados obtenidos en los diferentes análisis realizados.

Los sobreesfuerzos encontrados en el sistema, especialmente en el caso del engrane III, se asocian de manera directa con la entrada de potencia del mismo, al ser ésta, la variable más influyente en la distribución de cargas dentro del reductor. Con el fin de establecer los parámetros críticos se obtuvo la variación el esfuerzo en función de la potencia, los resultados se presentan en la Figura 11. De acuerdo con la gráfica, para proteger al menos el reductor, se deben evitar potencias superiores a 100 kW. Si bien, el valor de potencia con

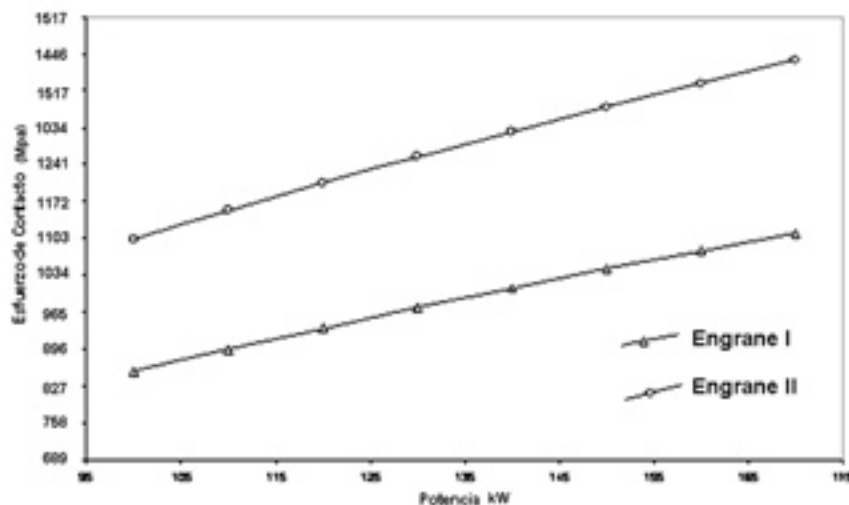


Figura 11. Esfuerzo de contacto vs. Potencia suministrada al sistema

el que se realizó esta verificación es de 170 kW, este corresponde a una condición de operación que seguramente no es recurrente, pues ésta es la máxima capacidad del motor, se espera que el motor este trabajando a un 70% de la misma, sin embargo, este valor de trabajo sigue siendo poco aceptable para la prevención de fallas mecánicas en el reductor.

6. Conclusiones y recomendaciones

Los esfuerzos de contacto generados en las superficies de los en-

granajes se encontraron superiores a los esfuerzos admisibles, siendo estos la causa de las picaduras y fracturas de los dientes del piñón analizado.

Si bien no se verificó el mecanismo mediante el cual se transfieren e incrementan los esfuerzos hacia el eje, es necesario establecer que las picaduras y fracturas de los dientes son determinantes en el estado de carga y mecanismo de falla del eje mismo.

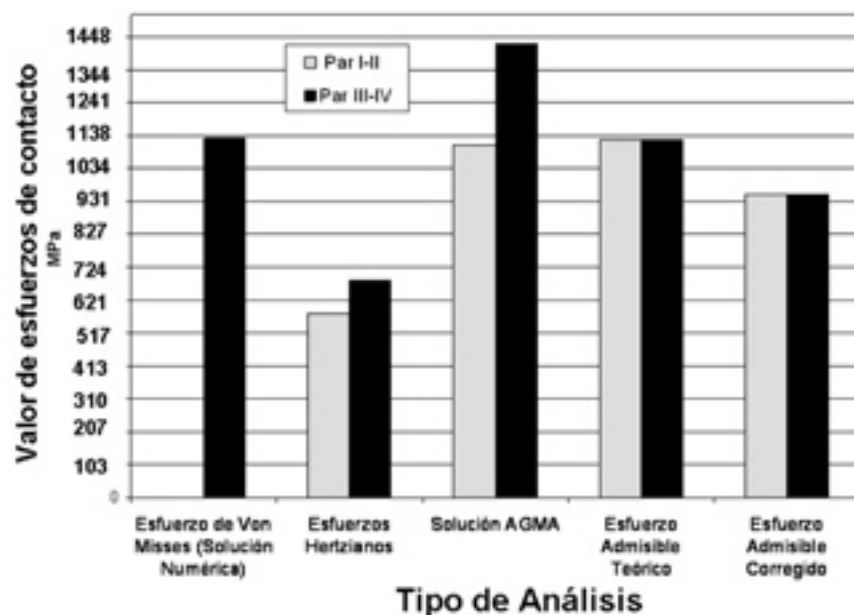


Figura 10. Gráfica comparativa de los resultados obtenidos para los diferentes análisis

Los altos esfuerzos son debidos a la gran potencia del motor acoplado al sistema. Se recomienda monitorear la demanda de potencia del sistema con el objeto de obtener una estadística de la operación del mismo y los tiempos en los cuales el reductor se encuentra en condiciones críticas.

Se recomienda identificar a partir de una reevaluación del sistema de extrusión, si el motor acoplado es el más conveniente para esta operación o si la selección del reductor es la más adecuada, al igual que verificar si el sistema de potencia afecta otros elementos del sistema tales como la extrusora, rodamientos y/o cojinetes. ⚙

Referencias

- 1 Tallian, T.E. Failure atlas for Hertz contact machine elements. ASME Press, 1992.
- 2 Aslantas, K., Tasgetiren, S. A study of spur gear pitting formation and life prediction. Wear, v.257, p.1167-1175, 2004.
- 3 Blake, J.W., Cheng, H.S. A surface pitting life models for spurs gears. ASM J. Tribol. v.113, p.712-718, 1991.
- 4 Glodez, S., Abersek, B., Flaker, J., Ren, Z. Evaluation of the service life of gears in regard to surface pitting. Engineering Fracture Mechanics, v.71, p.429-438, 2004.
- 5 Hernández, H., Espejo, E. Mecánica de fractura y análisis de falla. Universidad Nacional de Colombia, 2002.
- 6 Catalogo Técnico, Acerosa S.A., Cali, Colombia.
- 7 Shigley, J. E., Mischke, C.R. Diseño en Ingeniería Mecánica, Quinta Edición, McGraw-Hill. México. 1998.
- 8 García J. J. "Notas de clase de Resistencia de Materiales aplicada", Escuela de Ingeniería Civil, Universidad del Valle, 2004, Cali.
- 9 AGMA Standard C95, Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth, American Gear Manufacturers Association, 2001.